

УДК 677.055

ПІПА Б. Ф., МУЗИЧИШИН С. В.

Київський національний університет технологій та дизайну

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПРИСТРОЮ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ З ФРИКЦІЙНОЮ МУФТОЮ В ПРИВОДІ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Мета. Розробка пристрою зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин з фрикційною муфтою, аналіз доцільності його використання, перевірка працездатності та розробка інженерного методу вибору раціональних параметрів пристрою.

Методика. Використані сучасні методи досліджень динаміки механічних систем з метою оцінки ефективності використання пристрою з фрикційною муфтою для зниження пускових динамічних навантажень в приводі в'язальних машин.

Результати. На основі аналізу особливостей роботи технологічного обладнання легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі в'язальних машин фрикційної муфти. Запропоновано нову конструкцію пристрою для зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску машин. На відміну від відомих пристроїв, запропонований пристрій виконаний у вигляді фрикційної муфти з можливістю регулювання її крутного моменту, що дозволяє підвищити ефективність його роботи. Представлено метод перевірки працездатності пристрою зниження динамічних навантажень з фрикційною муфтою та вибору його раціональних параметрів.

Наукова новизна. Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі машин.

Практична значимість. Розробка нової конструкції пристрою зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

Ключові слова: пристрій зниження динамічних навантажень, привід в'язальної машини, динамічні навантаження приводу, фрикційна муфта.

Вступ. Особливістю в'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в період несталих режимів роботи [1-3] і є однією з основних причин зниження надійності та довговічності їх роботи. Відомі пристрої зниження динамічних навантажень (ПЗДН) в приводі машин [4, 5] не завжди можуть бути використані в в'язальних машинах. Тому проблема підвищення надійності та довговічності їх роботи шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні обладнання легкої промисловості в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі та запобіганню аварійних ситуацій. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень неможливе.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин, завданням досліджень є удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень їх приводу, а також розробка нової конструкції ПЗДН та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

Результати дослідження. Аналіз існуючих конструкцій ПЗДН [1-5] показує, що в якості такого пристрою доцільно використовувати фрикційну муфту. Автори пропонують

нову конструкцію ПЗДН з фрикційною муфтою, яка здатна вирішити проблему ефективного зниження пускових динамічних навантажень в приводі машин легкої промисловості в тому числі і в'язальних. Схема приводу в'язальної машини з ПЗДН з фрикційною муфтою представлена на рис. 1.

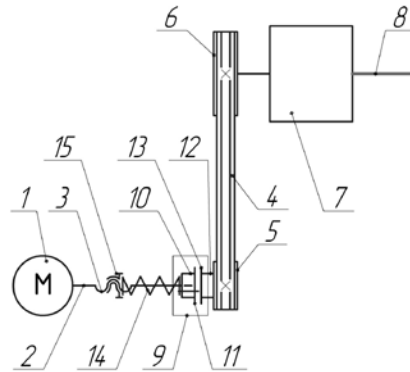


Рис. 1. Привід в'язальної машини з ПЗДН з фрикційною муфтою

Привід в'язальної машини містить електродвигун 1 з валом 2 з різьбою 3, пасову передачу 4 з ведучим шківом 5, встановленим на валу електродвигуна, і веденим шківом 6, блок механічних передач 7 з приводним валом 8, з'єднаний з веденим шківом 6, фрикційну муфту 9 з ведучою півмуфтою 10 з дисками 11 та веденою півмуфтою 12 з дисками 13, пружину стиску 14 та гайку 15, встановлені на валу 2 електродвигуна 1. Ведуча півмуфта 10 встановлена з можливістю осевого переміщення, ведена півмуфта 12 жорстко з'єднана з ведучим шківом 5, пружина стиску 14 встановлена між гайкою 15 та ведучою півмуфтою 10, а гайка 15 нагвинчена на різьбу 3 валу 2 електродвигуна 1 з можливістю взаємодії з пружиною стиску 14.

Принцип роботи привода в'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 його вал 2 починає обертатися. При цьому фрикційна муфта 9 також починає обертатися. Диски 11 ведучої півмуфти 10, притиснуті силою пружини стиску 14 до дисків 13 веденої півмуфти 12, за рахунок сил тертя, що виникає між дисками 11, 13, передають обертальний рух ведучому шківу 4, жорстко з'єднаному з веденою півмуфтою 12. Обертальний рух ведучого шківа 4 за рахунок пасової передачі та блоку механічних передач 7 передається приводному валу 8 і далі механізмам в'язальної машини, що необхідно для її роботи. Сила пружини стиску 14, що регулюється переміщенням гайки 15 по різьбі 3 валу 2 електродвигуна 1, створює необхідний момент тертя між дисками 11, 13 фрикційної муфти 9, який обмежує пусковий момент електродвигуна 1, що передається приводу в'язальної машини під час пуску і, забезпечує, таким чином, зниження його динамічних навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода. Аналіз в'язальних машин [1-3] показує, що з метою оцінки впливу ПЗДН на зниження пускових динамічних навантажень їх доцільно представити у вигляді двомасової динамічної моделі. В такому разі максимальні динамічні навантаження $T_{12\max}$, що виникають в приводі під час пуску знаходяться із умови [6]:

$$T_{12\max} = \sqrt{(T_1 - T_2)^2 + \frac{T_1^2 J_2 \sin^2 \left[\arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right]}{J_1 + J_2}} + \frac{J_2 T_1 + J_1 T_2}{J_1 + J_2}, \quad (1)$$

де T_1, T_2 - приведені пусковий момент електродвигуна та статичний момент сил опору механізмів машини відповідно;

J_1, J_2 - приведені моменти інерції ведучої (ротор електродвигуна, муфта, ведучий шків) та веденої (обертальні маси механізмів машини) мас в'язальної машини

Оцінимо ефективність роботи запропонованого ПЗДН та визначимо раціональні параметри його фрикційної муфти при використанні ПЗДН в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 100L6У3 з діаметром валу $d = 28$ мм, потужність якого 2,2 кВт та частота обертання валу 950 об/хв ($\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$).

В якості вихідних даних (вал приведення параметрів – вал електродвигуна) приймаємо [4, 6, 7]: $T_1 = 48,6 \text{ Нм}$ (без муфти); $T_1 = T_M = 26,52 \text{ Нм}$ (з муфтою; $T_1 = 1,2T_2$); $T_2 = 22,1 \text{ Нм}$; $J_1 = 0,023 \text{ кгм}^2$ (без муфти); $J'_1 = 1,1J_1 = 0,025 \text{ кгм}^2$ (з муфтою); $J_2 = 0,062 \text{ кгм}^2$; $f = 0,18$, $[p] = 0,8 \text{ МПа}$, $[pV] = 2 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ (диски фрикційної муфти сталі, працюють без змащення).

Підставивши вихідні дані в (1), знаходимо: $T_{12\max} = 85,17 \text{ Нм}$ (при пуску машини без ПЗДН); $T_{12\max} = 48,6 \text{ Нм}$ (пуск машини з ПЗДН). Таким чином, використання запропонованого привода з ПЗДН з фрикційною муфтою у складі круглов'язальної машини забезпечує зниження динамічних навантажень в 1,75 рази, що підтверджує ефективність його використання.

Основні параметри муфти знаходяться з урахуванням рекомендацій [4, 5]:

$$T_M = T_1 = \frac{1}{3} Q f \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2} \cdot z, \quad (2)$$

де T_M - крутний момент муфти;

Q - сила притиску дисків;

f - коефіцієнт тертя дисків;

d_1, d_2 - зовнішній та внутрішній діаметри дисків відповідно;

z - число поверхонь тертя, $z = z_1 + z_2 - 1$; (3)

z_1, z_2 - кількість ведучих та ведених дисків муфти,

$$z_1 = 0,5z + 1; z_2 = 0,5z. \quad (4)$$

Діаметри дисків: $d_1 = (1,3 \dots 1,8)d_2$; $d_2 = (1,5 \dots 3)d$, (5)

де d - діаметр валу, на якому встановлена муфта.

Необхідне число поверхонь тертя дисків:

$$z = \frac{12T_M}{\pi f [p] (d_1^3 - d_2^3)}, \quad (6)$$

де $[p]$ - допустимий тиск в зоні взаємодії дисків.

Сила притиску дисків згідно (2):

$$Q = \frac{3T_M}{f z} \cdot \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^3 - d_2^3}. \quad (7)$$

Працездатність муфти перевіряється з використанням умов:

$$p = \frac{4Q}{\pi(d_1^2 - d_2^2)} \leq [p]; \quad pV = p \cdot \frac{\pi d_{cp} n}{60} = \frac{p \pi (d_1 + d_2) n}{120} \leq [pV], \quad (8)$$

де p - робочий тиск в зоні взаємодії дисків;

V - швидкість ковзання дисків;

d_{cp} - середній діаметр дисків.

Визначимо раціональні параметри фрикційної муфти ПЗДН при використанні її в приводі круглов'язальної машини КО-2

Згідно співвідношень (5): $d_2 = (42...84)$ мм, приймаємо $d_2 = 60$ мм. Тоді $d_1 = (78...108)$ мм приймаємо $d_1 = 90$ мм.

Необхідне число поверхонь тертя дисків, згідно з (6): $z = 1,97$, приймаємо $z = 10$. Тоді, використовуючи (4), маємо: $z_1 = 6$; $z_2 = 5$.

Необхідна сила притиску дисків згідно (7): $Q = 387,7$ Н.

Для здійснення такої сили притиску дисків підходить циліндрична пружина стиску І класу 3-го розряду ГОСТ 13768-68 з параметрами: $Q_{np} = 400$ Н (сила пружини); $D = 34$ мм (зовнішній діаметр пружини); $d_{dp} = 4$ мм (діаметр дроту, з якого виготовлена пружина); $C_1 = 94,81$ Н/мм (жорсткість одного витка пружини).

Використовуючи залежності (8), знаходимо: $p = 0,11$ МПа $< [p] = 0,8$ МПа; $pV = 0,41$ МПа·м/с $< [pV] = 2$ МПа·м/с, що підтверджує високу надійність роботи фрикційної муфти в складі запропонованого ПЗДН.

Висновки. Виконані дослідження показують наступне:

- на основі аналізу особливостей роботи в'язальних машин встановлена доцільність використання в їх приводі пристрою зниження динамічних навантажень (ПЗДН), виконаного у вигляді фрикційної муфти;
- запропонована конструкція ПЗДН здатна підвищити ефективність роботи в'язальних машин за рахунок суттєвого зниження динамічних навантажень;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі в'язальних машин запропонованої фрикційної муфти;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів ПЗДН в приводі машин.

Список використаних джерел

1. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Павленко Г. І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Хомяк О. М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.
3. Чабан В. В., Бакан Л. А., Піпа Б. Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
4. Поляков В. С., Барабаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
5. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Марченко А. І. Деталі машин. – К: КНУТД, 2011. – 358 с.
6. Піпа Б. Ф., Коньков Г. І., Ловейкіна С. О. Вплив параметрів круглов'язальних машин типу КО на величину пускових навантажень //Вісник КНУТД. -2005. - № 1 (21). – С. 12-15.
7. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УСТРОЙСТВА СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК С ФРИКЦИОННОЙ МУФТОЙ В ПРИВОДЕ ВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН

ПИПА Б. Ф., МУЗЫЧИШИН С. В.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Разработка устройства снижения динамических нагрузок в приводе вязальных машин с фрикционной муфтой, анализ целесообразности его использования, проверка работоспособности и разработка инженерного метода выбора рациональных параметров устройства.

Методика. Используются современные методы исследований динамики механических систем с целью оценки эффективности применения устройства с фрикционной муфтой для снижения пусковых динамических нагрузок в приводе вязальных машин.

Результаты. На основе анализа особенностей работы технологического оборудования легкой промышленности установлена целесообразность использования в приводе вязальных машин фрикционной муфты. Предложена новая конструкция устройства для снижения динамических нагрузок, возникающих при пуске машин. В отличие от известных устройств, предложенное устройство выполнено в виде фрикционной муфты с возможностью регулирования ее крутящего момента, что позволяет повысить эффективность работы устройства. Представлен метод проверки работоспособности устройства снижения динамических нагрузок с фрикционной муфтой и выбора его рациональных параметров.

Научная новизна. Развитие научных основ и инженерных методов проектирования устройств снижения динамических нагрузок в приводе машин.

Практическая значимость. Разработка новой конструкции устройства снижения динамических нагрузок в приводе вязальных машин и инженерного метода выбора его рациональных параметров.

Ключевые слова: устройство снижения динамических нагрузок, привод вязальной машины, динамические нагрузки привода, фрикционная муфта.

USAGE EFFECTIVENESS OF THE DEVICE OF DYNAMICAL LOAD DECLINATION WITH FRICTION MUFF IN DRIVE OF KNITTING MACHINES

PIPA B.F., MUSITHISEN S.W.

Kyiv National University of Technologies and Design

Aim. Development of device of decline of the dynamic loading in the drive of knitting machines with a friction muff, analysis of expediency of his use, verification of capacity and development of engineering method of choice of rational parameters of device.

Methodology. The modern methods of researches of dynamics of the mechanical systems are used with the purpose of estimation of efficiency of application of device with a friction muff for the decline of the starting dynamic loading in the drive of knitting machines.

Results. On the basis of analysis of features of work of technological equipment of light industry expediency of the use in the drive of knitting machines of friction muff is set. The new construction of device is offered for the decline of the dynamic loading, arising up at starting of machines. Unlike the known devices, the offered device is executed as a friction muff with possibility of adjusting of her twisting moment that allows promoting efficiency of work of device. The method of verification of capacity of device of decline of the dynamic loading with a friction muff and choice of his rational parameters is presented.

Scientific novelty. Development of scientific bases and engineering methods of planning of devices of decline of the dynamic loading is in the drive of machines.

Practical meaningfulness. Development of new construction of device of decline of the dynamic loading is in the drive of knitting machines and engineering method of choice of his rational parameters.

Keywords: device of decline of the dynamic loading, drive of knitting machine, dynamic loading of drive, friction muff.